

(54) VARIABLE VALVE TIMING MECHANISM

(11) 6-50408 (A) (43) 22.2.1994 (19) JP

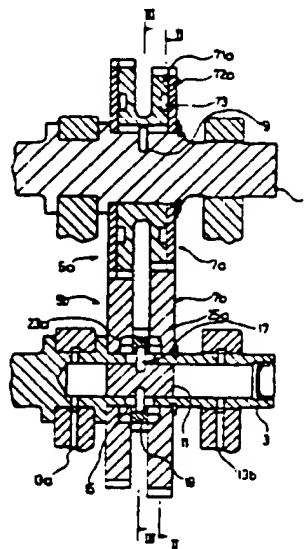
(21) Appl. No. 4-201472 (22) 28.7.1992

(71) TOYOTA MOTOR CORP (72) HIROSHI TADA

(51) INT'L MOTOR
(51) INT. CL⁵, F16H35 02

PURPOSE: To obtain a variable valve timing mechanism which can vary a valve lifting characteristic in a simple structure according to operation conditions, and prevents generation of clattering noises which may be caused by a cam shaft fluctuation torque.

CONSTITUTION: An intake cam shaft 1 is driven by means of a driving shaft 3 which performs constant velocity rotation through either true circle gears 5a, 5b or non-circle gears 7a, 7b. When the cam shaft 1 is driven through the non-circle gears 7a, 7b, the cam shaft 1 performs variable velocity rotation. A valve lifting characteristic is different from that of the case where the shaft is driven through the true circle gears 5a, 5b. The true circle gears 5a, 5b and the non-circle gears 7a, 7b are changed over by moving a piston 11 and a sleeve 19 through hydraulic pressure according to operation conditions, and a required valve lifting characteristic is obtained.



特開平6-50408

(43)公開日 平成6年(1994)2月22日

(51)Int.Cl.³

F 16 H 35/02

識別記号

府内整理番号

A 9242-3 J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数1(全7頁)

(21)出願番号

特願平4-201472

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(22)出願日

平成4年(1992)7月28日

(72)発明者 多田 博

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

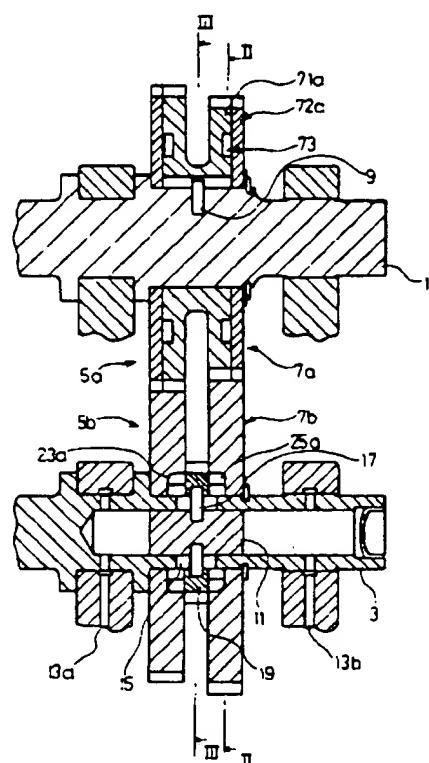
(74)代理人 弁理士 青木 朗 (外4名)

(54)【発明の名称】 可変バルブタイミング機構

(57)【要約】

【目的】 簡易な構成で運転条件に応じてバルブリフト特性を変更可能であり、カム軸変動トルクによるカタ打ち音発生を防止できる可変バルブタイミング機構を提供する。

【構成】 等速回転する駆動軸3から、真円歯車5a、5b又は非円形歯車7a、7bのどちらかを介して吸気カム軸1を駆動する。非円形歯車7a、7bを介してカム軸1を駆動すると、カム軸1は不等速回転運動をするため、真円歯車5a、5bを介して駆動した場合とはバルブリフト特性が変化する。運転条件に応じて油圧によりピストン11、スリーブ19を移動させることにより真円歯車5a、5bと非円形歯車7a、7bとを切換え、所望のバルブリフト特性を得ることができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 機関出力軸回転を気筒弁駆動用カム軸に伝達する機構であつて、

前記出力軸回転を前記カム軸にそれぞれ伝達可能な第一の歯車装置と第二の歯車装置と、機関運転条件に応じて前記第一の歯車装置と前記第二の歯車装置とを選択的に切換えて前記カム軸を駆動する切換手段とを備え、

少なくとも前記第一の歯車装置は、前記機関出力軸の等速回転を、機関出力軸回転角に応じて速度が変動する不等速回転に変換する、相互に噛合する一対の非円形歯車を備え、前記第一と第二の歯車装置はそれぞれ噛合部がシザーズギヤとして構成されたことを特徴とする可変バルブタイミング機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は内燃機関のカム軸駆動機構に関し、詳細には運転条件に応じてバルブリフト特性を変更可能な可変バルブタイミング機構に関する。

【0002】

【従来の技術】 内燃機関の運転条件に応じて最適のバルブリフト期間（開弁期間）等のバルブリフト特性を得られるようにした可変バルブタイミング機構が従来から考案されている。一般に、バルブリフト特性は、カムのカムプロフィルによって決定されるため、バルブリフト期間を変更するためには異なるプロフィルを持つカムをカム軸に予め形成しておき、それらを切換えて使用したり、バルブリフトの作用角が異なるようにロッカアームを切換えてバルブを駆動する方法がとられている。しかし、これらの方法は、ロッカアームを介さずにカムで直接バルブ押動するいわゆるダイレクトOHC式の動弁機構には適用が困難であった。

【0003】 一方、これらダイレクトOHC式のカム軸にも適用可能なものとしてはカム軸を不等速回転させることによりバルブリフト期間を可変化させるようにした可変バルブタイミング機構がある。例えば、この種の可変バルブタイミング機構の例としては、特開平3-206311号公報に開示されたものがある。同公報の装置は、カム軸への回転伝達経路に揺動運動をする遊星歯車機構を設け、機関出力軸の等速回転にこの遊星歯車の揺動回転運動を付加してカム軸に伝達することによりカム軸の不等速回転運動を得るようにしたものである。カム軸に不等速回転運動をさせ、例えばバルブ閉弁中にはカム軸回転速度を増し、バルブ開弁中にはカム軸回転速度を低下させることにより結果としてバルブ開弁期間を増加させ、カムプロフィルを変更したと同等の効果を得ることができる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 ところが、上記特開平3-206311号公報の装置はカム軸駆動経路に揺動運動を生じさせる遊星歯車機構を設置する必要があり、

構造が複雑になる問題が生じる。また、カム軸にはバルブ駆動反力をによるトルク変動が生じており、歯車噛合部があるとトルク変動により歯面衝突音（カタ打ち音）が発生するが、上記公報の装置ではカム軸駆動力は多数の遊星歯車噛合部を介して伝達されることになるため、上記カタ打ち音の発生個所が多く、対策が困難になる問題がある。

【0005】 本発明は上記問題に鑑み、簡易な構造でバルブリフト特性を変更可能であり、歯面衝突音対策が容易な可変バルブタイミング装置を提供することを目的としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】 本発明によれば、機関出力軸回転を気筒弁駆動用カム軸に伝達する機構であつて、前記出力軸回転を前記カム軸にそれぞれ伝達可能な第一の歯車装置と第二の歯車装置と、機関運転条件に応じて前記第一の歯車装置と前記第二の歯車装置とを選択的に切換えて前記カム軸を駆動する切換手段とを備え、少なくとも前記第一の歯車装置は、前記機関出力軸の等速回転を、機関出力軸回転角に応じて速度が変動する不等速回転に変換する、相互に噛合する一対の非円形歯車を備え、前記第一と第二の歯車装置はそれぞれ噛合部がシザーズギヤとして構成されたことを特徴とする可変バルブタイミング機構が提供される。

【0007】

【作用】 図4から図7を用いて本発明の作用を説明する。図4A、Bはカム軸に回転を伝達する第一の歯車装置に使用する非円形歯車の形状を示し、例えば図4(A)は2葉(楕円)歯車、図4(B)は楕円を2つ組合せた形状を有する4葉歯車である。また図4(C)は、本明細書で使用する楕円率eの定義を示す図である。図4(C)に示すように楕円率eは、歯車の楕円の長半径R₁と短半径R₂とを用いて $1 + e = R_1 / R$ 、 $1 - e = R_2 / R$ ($R = (R_1 + R_2) / 2$)として表される。

【0008】 図5は、それぞれ図4(A)、図4(B)の非円形歯車を用いて回転を伝達した場合の速度線図を示す。図5に示すように入力軸を一定速度で回転させた場合出力軸は図4(A)の2葉歯車では1回転当たり2回(180度毎)、図4(B)の4葉歯車では1回転当たり4回(90度毎)のサイクルで回転速度が周期的に変化する不等速回転運動を行い、速度の変化幅は入力軸回転速度を1とした場合 $(1 - e) / (1 + e)$ ～ $(1 + e) / (1 - e)$ の範囲である。

【0009】 従って、上記歯車装置の出力軸側にカムを形成して、それぞれの不等速回転区間でバルブを駆動することにより同じカムプロフィルを用いて異なるバルブリフト期間や特性を得ることができる。なお、この場合、2葉歯車は2気筒機関、4葉歯車は4気筒機間に使用可能だが、他の気筒数の場合も気筒数と同じ葉数を持

つ非円形歯車を用いれば本発明を適用できる。

【0010】次に図6を用いて非円形歯車によるバルブリフト特性変化の作用を説明する。図6において、横軸は非円形歯車装置の入力軸回転角 θ 、縦軸は出力軸(カム軸)回転角 ϕ を示す。今、仮に非円形歯車を使用せず歯数の等しい真円歯車を使用して回転を伝達したとすると入力軸回転角 θ と出力軸回転角 ϕ とは $\theta = \phi$ の関係になり図6において原点を通り傾き45度の直線で表わされる(図6、直線I)。

【0011】しかし、非円形歯車を使用した場合には、出力軸回転角 ϕ は入力軸回転角 θ に対して図5に示した変動成分を加算したものになり、図6に曲線IIで示すように直線Iを中心に周期的に変動する不等速回転になる

(図6、IIは4葉歯車の場合の速度変化を示す)。図6にIII、IVで示したのは出力軸側に設けたカムのリフトカーブである。実際には出力軸には歯車葉数(気筒数)に等しい数のカムが設けられているが本図では簡単のため1つのみを示し、カム形成位置を変化させた場合を描いている。またバルブリフト期間は出力軸回転角 ϕ に換算して90度とする。

【0012】今、出力軸を真円歯車を用いて駆動し、等速伝達を行ったとすると $\theta = \phi$ (直線I)の関係があるため、カムのリフトカーブは入力軸回転角 θ に換算した場合もIIIと同一である。一方、非円形歯車を用いて曲線IIに示すような不等速伝達を行った場合にはカムのリフトカーブはカムを形成する位置(ϕ の角度位置)により変化する。

【0013】すなわち図6にIIIで示す ϕ の範囲にカムを形成した場合、不等速運動であるため、入力軸回転角 θ に換算したカムのリフトカーブはIII'のような形になりリフト開始及び終了時には速度が遅く最大リフト近傍で速度が早い、いわゆる“やせたリフトカーブ”になる。また図6にIVで示す ϕ の範囲にカムを形成した場合には、 θ に換算するとリフト開始時及び終了時に速度が早く最大リフト近傍で速度が遅い図にIV'で示す“太ったリフトカーブ”になり高速回転時等に性能向上を図ることができる。

【0014】また、図6の場合はバルブリフト期間を90度(4葉の場合)としたためリフトカーブの形状は変化しても θ に換算したリフト期間は90度のままであり変化していない。しかし、リフト期間を90度以外とした場合にはリフトカーブの形状と共に θ に対するリフト期間をも変化させることができる。

【0015】図7は実際の4気筒機関のバルブリフト期間に近い値としてカムのリフト期間を135度(ϕ の値で)とした場合を示す。図7、Iに示した位置では、 θ に換算するとリフトは遅く始まり早く終了することになるためリフト期間は135度より短くなり、図7にI'で示すように、例えば最小で112度程度になる。また、逆に図7、IIに示した位置にカムを形成するとリフ

ト期間は長くなり、図7にII'で示すように最大158度程度になる。

【0016】本発明では、上記を利用してカム軸を非円形歯車と他の歯車(例えば真円歯車、又は位相、形状等が異なる他の非円形歯車)とを選択的に用いて駆動することにより吸気弁、排気弁等の気筒弁のリフト特性や期間が運転条件に応じて切換える。また、本発明では、カム軸駆動力伝達経路に設置する非円形歯車は原則として1組で足り、噛合部も1個所であるため、容易にシザーズギヤとして構成できるため、歯面のカタ打ち音が低減される。

【0017】

【実施例】図1から図3に本発明の第一の実施例を示す。図1は本発明の可変バルブタイミング機構の断面図を示す。図1において、1は吸気弁駆動用カム軸、3は駆動軸であり、図示しないクランク軸からベルトや歯車等を介して駆動され、歯車5a、5b、7a、7bを介してカム軸1を回転駆動している。なお、ダブルオーバヘッドカムシャフト機関では独立した駆動軸3を設ける代わりに、排気弁駆動用カム軸をクランク軸で駆動し、排気弁駆動用カム軸を駆動軸3として用いて歯車5a、5b、7a、7bを介して吸気カム軸1を駆動するようにも良い。

【0018】本実施例では歯車5a、5bは相互に噛合する真円歯車として構成されており、歯車7a、7bは直列4気筒エンジンを想定して図2に示すように相互に噛合する4葉歯車として構成されている。また、歯車5aと7aとは一体に接合されており、更にピン9を介してカム軸1に対して回転不能に固定されている。また、歯車5bと7bとは別体に形成されており、それぞれ駆動軸3に対しては回転自由に個別に嵌装されている。

【0019】また駆動軸3は中空構造とされ、中空部の内部を摺動可能なピストン11が設けられている。また、ピストン11の両側の中空部は油圧通路13a、13bと図示しない油圧切換弁とを介して油圧供給源とドレーンとに選択的に接続されるようになっている。例えば通路13a側に油圧が供給されるとピストン11は図中右方向に移動し、通路13b側に油圧が供給されるとピストン11は図中左方向に移動する。また、ピストン11は駆動軸3壁面に設けた長穴15を貫通するピン17により駆動軸3外周に嵌装したスリープ19と連結されており、ピストン11と共にスリープ19が軸方向に移動するようになっている。

【0020】図3は図1のIII'-III線に沿った断面を示す。図3に示すようにスリープ19は外周部に軸方向に延設された突起21a、21b、21cを有する変形スプラインとして構成されており、歯車5bと7bのボス部にはスリープ19の突起21a、21b、21cと係合する溝23a～23c、25a～25c(図1には23a、25aのみを示す)がそれぞれ形成されてい

る。

【0021】油圧通路13bに油圧が供給されピストン11が図中左方向に移動した位置ではスリープ19の突起21a～21cは歯車5bの溝23a～23cとのみ係合し歯車7bの溝25a～25cとは係合しない。従ってカム軸1への駆動力は駆動軸3の長穴15側壁からピン17を介してスリープ19に伝達され、スリープ19外周の突起21a～21cと歯車5bのボス部の溝23a～23cとを介して歯車5bに伝達され、歯車5bから歯車5a、ピン9を通じてカム軸に伝えられる。

【0022】従って、ピストン11が左側に移動した状態ではカム軸1は駆動軸3と速度の等しい等速回転運動を行い、歯車7bは駆動軸3に対して空転状態となる。一方、油圧通路13aに油圧が供給され、ピストン11が図中右方向に移動すると、上記とは逆にカム軸1は駆動軸3から歯車7b、7aを介して駆動され、歯車5bは駆動軸3に対して空転状態になる。前述のように、本実施例では歯車7a、7bは4葉の非円形歯車として構成されているため、このときカム軸は不等速回転運動を行う。

【0023】上記説明から明らかなように本実施例によれば例えば低中速運転では真円歯車5a、5bを介してカム軸1を駆動し、通常のバルブリフト特性(図7、II)を得るようにし、高速回転時には油圧を切換えて歯車7a、7bを介してカム軸1を不等速回転させ、例えば図7、II'に示すようにバルブリフト期間を増大させて高出力を得るようにすることができる。

【0024】次に図1、図2を用いて本実施例で採用したシザーズギヤ構成を説明する。カム軸1にはバルブ開閉駆動の反力が加わっており、この反力は正と負の値に変動する反力トルクとしてカム軸1に作用している。このため歯車5a、5b、7a、7b等の歯車噛合部にバックラッシュがあると上記変動する反力トルクによりバックラッシュ内で歯面が触れ衝突音(カタ打ち音)が生じることになる。

【0025】本実施例では歯車5a及び7aをシザーズギヤとして構成することによりカタ打ち音の発生を防止している。以下、歯車7aについて説明するが歯車5aも同様な構造とされている。図1に示すように歯車7aは、実際には2枚の歯車71aと72aとを軸方向に重ねた構成となっている。歯車71a(メインギヤ)と72a(サブギヤ)とは一体の歯車7aを軸線に沿って切断、分割した形状の全く同一の断面形状を有している。メインギヤ71aとサブギヤ72aとは間にリング状の板ばね73を挟んで軸方向に重ね合わせてあり、板ばね73の一端はメインギヤ71aに固定したピン74と、また他端はサブギヤ72aに固定したピン75とそれぞれ係合してメインギヤ71aとサブギヤ72aの歯筋がずれる方向にメインギヤ71aとサブギヤ72aとを押圧している。従って、歯車7aが7bと噛合した状態で

は歯車7bの歯面を、メインギヤ71aとサブギヤ72aの歯面が両側から挟んで押圧する形になり、噛合部のバックラッシュをゼロに保持することができる。このため板ばね73による付勢力を適当に設定すればカム軸1に変動トルクが作用しても歯面の振れは生じずカタ打ち音の発生が防止される。

【0026】上述のように本実施例によればカム軸を、非円形歯車による不等速回転運動と真円歯車による等速回転運動とに切換えて駆動するようにしたことにより簡単な構成で吸気弁のバルブリフト特性やリフト期間を変更することができる。また歯車を容易にシザーズギヤ化できるため、カム軸トルク変動による歯面のカタ打ち音を効果的に防止できる。

【0027】次に図8に本発明の第二の実施例を示す。図において図1から図3に示したと同じ参照符号は同様な要素を示しているので詳細は省略する。本実施例では4気筒エンジンに対して2葉歯車を使用した場合を示している。2葉歯車7a、7bを使用するため、駆動軸3は例えば排気弁駆動カム軸2から增速ギヤ81a、81bを介して駆動され、排気カム軸2の2倍の速度で回転している。また從動軸4は減速ギヤ82a、82bを介して速度を1/2に減速して吸気カム軸1を駆動する。このように非円形歯車部分のみをカム軸の2倍の速度で回転させるようにしたことにより、4葉歯車を用いた場合(図1)と同様、カム軸1回転当たり4サイクルの速度変動を得ることができる。

【0028】非円形歯車は葉数が多くなるにつれて、歯車のピッチ円設定に制約が加わり、前述の梢円率eを大きく設定できなくなり、不等速回転運動の速度変動幅が小さくなる傾向がある。また、葉数が多くなければ非円形歯車の制作も困難になる。本実施例は、上記を考慮して非円形歯車部分のみ回転速度を高め、少ない葉数の歯車で多葉歯車と同等の効果を得られるようにしたものである。なお、本実施例では4気筒機関に対して2葉歯車を用いた場合を示しているが、同様な構成で、例えば直列6気筒機関に3葉歯車を使用することも可能である。

【0029】また、本実施例では、例えば排気カム軸4から增速ギヤ81a、81bを介して、駆動軸3を駆動し、カム軸の2倍の速度に增速しているが、駆動軸3を機関クランク軸からベルト、チェーン等を介して直接駆動するようにしても良い。なお、上述の実施例は、いずれも非円形歯車7a、7bと真円歯車5a、5bとを切換えて使用する場合を示しているが、歯車7a、7bと5a、5bの両方に非円形歯車を使用することが可能であることはいうまでもない。この場合、リフト期間や特性の切換幅を一層大きくとることができると共に、歯面のカ

【0030】

【発明の効果】本発明の可変バルブタイミング機構によれば、簡易な構成で運転条件に応じてバルブリフト期間やリフト特性を変更することができると共に、歯面のカ

タ打ち音等の騒音を防止できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第一の実施例を示す断面図である。

【図2】図1のII-II線に沿った断面図である。

【図3】図1のIII-III線に沿った断面図である。

【図4】本発明に使用する非円形歯車の形状例を示す図である。

【図5】非円形歯車による不等速回転運動を説明する図である。

【図6】非円形歯車によるバルブリフト特性変化の例を示す図である。

【図7】非円形歯車によるバルブリフト期間の変化を示す図である。

【図8】本発明の第二の実施例を示す図である。

【符号の説明】

1…吸気カム軸

2…排気カム軸

3…駆動軸

4…従動軸

5a, 5b…真円歯車

7a, 7b…非円形歯車

9…ピン

11…ピストン

13a, 13b…油圧通路

15…長穴

17…ピン

19…スリーブ

21a, 21b, 21c…突起

23a, 23b, 23c…溝

25a, 25b, 25c…溝

71a…メインギヤ

72c…サブギヤ

73…板ばね

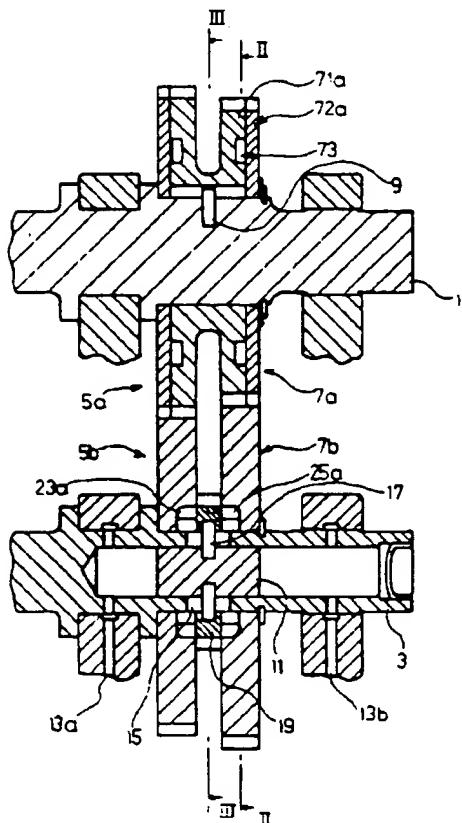
74…ピン

75…ピン

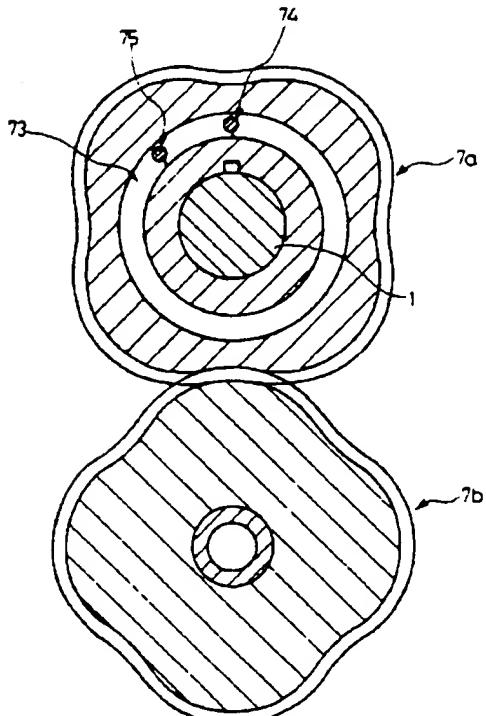
81a, 81b…增速ギヤ

82a, 82b…減速ギヤ

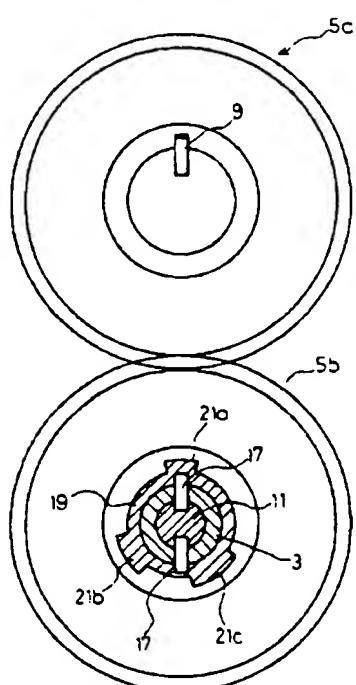
【図1】



【図2】



【図3】

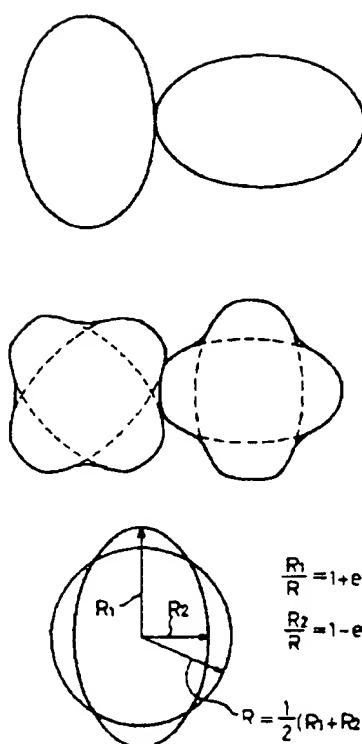


(A)

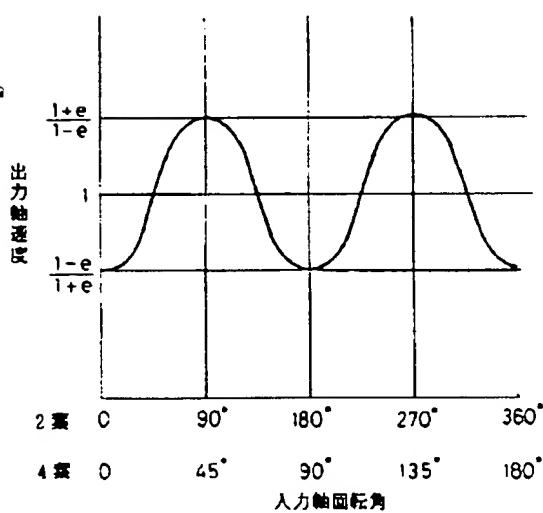
(B)

(C)

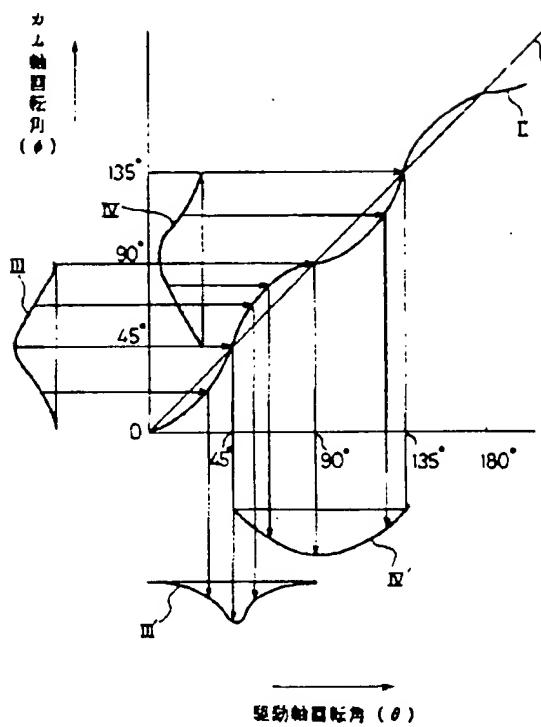
【図4】



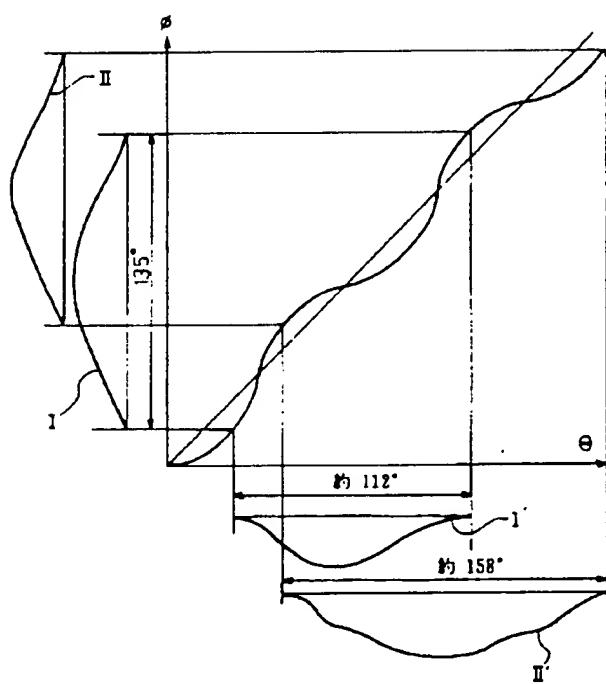
【図5】



【図6】



【図7】



【図8】

